

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК: 621.565.2; 664.8.037.01

Математичне моделювання затухання температурної хвилі в контейнерах з підвищеною тепловою інерцією стінок при зберіганні і транспортуванні плодоовочевої продукції**Ю. А. Мирончук¹✉, О. М. Томчик²✉, М. Г. Хмельнюк³✉**¹ Житомирський військовий інститут ім. С. П. Корольова, Проспект Миру, 22, м. Житомир, 10004, Україна;^{2,3} Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, м. Одеса, 65039, Україна✉ e-mail: ¹mironchuk_ya@i.ua, ²fierysplash@ukr.net; ³hmel_m@ukr.netORCID: ¹ <https://orcid.org/0000-0003-2687-1827>; ² <https://orcid.org/0000-0002-1132-2481>;³ <https://orcid.org/0000-0002-9310-1286>

Підтримання стабільної температури продукту під час холодильного зберігання та транспортування є основним чинником, що впливає на його якість. Для захисту продукту від коливань температури запропоновано використання охолоджуваних ємностей – контейнерів, стінки яких мають високу теплову інерційність. Ці стінки є тепловим буфером на шляху теплового потоку між продуктом і повітрям холодильної камери, який забезпечує згладжування амплітуди його коливань. Для проектування таких контейнерів є необхідним виконання розрахунків з використанням теорії затухання температурних хвиль. Аналітичні методи цієї теорії добре розроблені для випадку плоских температурних хвиль в плоских стінках при гармонічних коливаннях температур. При цьому слід зазначити, що реальний характер коливань температури повітря в холодильних камерах істотно відрізняється від гармонічного. Для проведення теоретичних досліджень розроблена чисельна модель для розв'язання нестационарної нелінійної задачі теплообміну методом кінцевих різниць за явною квазілінійною схемою. Розроблена чисельна модель спочатку була використана для розрахунків загасання температурних хвиль при гармонічних коливаннях температур. Порівняння чисельних і аналітичних розрахунків показало хороші стійкість, збіжність та апроксимаційні властивості чисельної моделі, що робить можливим її подальший розвиток для розрахунків при негармонічних коливаннях температур. При чисельному моделюванні встановлено, що на результат загасання температурної хвилі має значний вплив інтенсивність променевого переносу тепла через повітряний прошарок між внутрішньою поверхнею стінки контейнера і поверхнею продукту. При зниженні інтенсивності променевого теплообміну загасання температурних коливань покращується. Виділення рослинними продуктами теплоти дихання не впливає на інтенсивність загасання температурних хвиль. Але при цьому додатково виникає градієнт між середньою температурою продукту і середньою температурою повітря холодильної камери, який необхідний як рушійна сила для можливості відведення тепла дихання від продукту до повітря камери.

Ключові слова: Теплова інерція стінок; Теорія затухання теплових хвиль; Стабілізація температури продукту; Контейнер з підвищеною тепловою інерцією стінок; Затухання плоских температурних хвиль

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v55i4.1632>

© The Author(s) 2019. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>**1. Вступ. Актуальність задачі досліджень**

Основною умовою збереження високої якості

харчових продуктів і сировини під час зберігання і транспортування в охолодженому стані, а також зниження витрат енергії при роботі холодильного

обладнання, є термостабілізація продукту при правильному виборі температурного режиму і забезпеченні мінімальних відхилень температури від нього [1-3].

При цьому основна складність полягає в мінімізації коливань температури повітряного середовища холодильних камер під впливом таких різноманітних чинників як сезонні, добові і випадкові коливання метеорологічних параметрів атмосферного середовища, інфільтрація зовнішнього повітря в камери через огороження і двері, періодичне відтаювання приладів охолодження, проведення ремонтних робіт, проведення завантажувально-розвантажувальних операцій та ін. [4, 5].

Аналіз технологічних режимів зберігання різноманітної сировини свідчить, що амплітуда коливань температури повітря в охолоджуваному просторі також залежить від конструкційних особливостей камер (рівень теплозахисту та показник інерційності огорожувальних конструкцій), типів систем охолодження і розподілу повітря [4, 5].

Спроби мінімізації коливань температури повітряного середовища в камерах за рахунок автоматизації холодильних установок через нерівномірність розподілу локальних припливів тепла та непередбачуваний характер конвекції при проведенні внутрішньо-камерних робіт нашттовуються на необхідність здійснення локально розподілених впливів на температуру повітряного середовища холодильних камер, що вимагає затратних і громіздких технічних рішень.

Таким чином, пошук та впровадження технічно простих і ефективних рішень для стабілізації температури продукту є актуальним.

2. Постановка і мета задачі досліджень

Перспективним напрямком мінімізації впливу коливань температури повітряного середовища холодильної камери на стабільність температури продукту є застосування теплового буфера, розташованого на шляху теплового потоку між повітряним середовищем холодильної камери і продуктом. Для цього попередньо охолоджений продукт закладають до охолодженої ємності (контейнера), стінки якої мають підвищену теплову інерційність [4, 5].

Для можливості впровадження в практику таких контейнерів потрібне створення методики їх проектування. Теоретичною основою такої методики є теорія теплостійкості, закладена О. Є. Вла-

совим і розвинена в роботах А. М. Шкловера [6], В. М. Богословського [7] та ін. Вона широко застосовується в будівельній теплофізиці для розрахунків теплових режимів будівель і споруд. У цій теорії аналітичні методи добре розроблені для розрахунків плоских теплових хвиль у плоских багатшарових стінках при гармонічних коливаннях температур і теплових потоків.

В холодильних камерах коливання температури повітряного середовища далекі від гармонічних, мають змінну періодичність. Геометричні форми продуктів також відрізняються від плоских об'єктів. У зв'язку з цим необхідне дослідження можливості і умов застосування теорії плоских гармонічних теплових хвиль для виконання інженерних розрахунків і обґрунтування конструкційних параметрів при проектуванні контейнерів з підвищеною тепловою інерцією стінок.

Як метод дослідження прийнято математичне моделювання нелінійної задачі нестационарної теплопровідності числовими методами. Зовнішня нелінійність визначається нестационарністю температури повітря холодильної камери. Внутрішня нелінійність визначається залежністю інтенсивності теплоти дихання продукту від його температури. При відсутності фазових переходів усередині продукту можна знехтувати незначною залежністю теплофізичних властивостей продукту від його температури.

Основним завданням першого етапу досліджень є розробка і дослідження числової моделі системи «продукт – контейнер – камера», геометричні параметри якої найкращим чином відповідають умовам застосування теорії теплостійкості для плоских теплових хвиль при гармонічних коливаннях температур і теплових потоків. Метою цього етапу є встановлення ступеня стійкості, збіжності та апроксимаційних властивостей прийнятих числових методів математичного моделювання порівнянням результатів числових і аналітичних розрахунків.

3. Основна частина

3.1. Основи теорії теплостійкості

Інтенсивність затухання амплітуди температурної хвилі при її переході через багатшарову стінку контейнеру визначається термічними опорами кожного з шарів та коефіцієнтами теплозасвоєння їх матеріалів S , які визначаються теплофізичними властивостями матеріалів і періодом T коливань температури:

$$s = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi \cdot C \cdot \rho \cdot \lambda}{T}} \quad (1)$$

В теорії теплостійкості [6] температурна хвиля розглядається як комплексне число, модуль якого характеризує амплітуду температурної хвилі, а аргумент – фазу. При проходженні температурної хвилі крізь багат шарову стінку відбувається її затування, яке проявляє себе як зменшення амплітуди температурної хвилі та відставання її фази від початкової. Частота температурних коливань залишається незмінною.

В області комплексних чисел затування температурної хвилі при її проходженні крізь багат шарову стінку (нумерація шарів – назустріч тепловому потоку):

$$\beta_{CT} = e^{\sum R_s \sqrt{i}} \times \frac{s_1 \sqrt{i} + \alpha_1}{s_1 \sqrt{i} + \dot{Y}_1} \times \frac{s_2 \sqrt{i} + \dot{Y}_1}{s_2 \sqrt{i} + \dot{Y}_2} \times \dots \times \frac{s_n \sqrt{i} + \dot{Y}_{n-1}}{s_n \sqrt{i} + \dot{Y}_n} \times \frac{\dot{Y}_n + \alpha_2}{\alpha_2} \quad (2)$$

$$\text{де: } \dot{Y}_0 = \alpha_1, \quad \dot{Y}_n = s_n \sqrt{i} \cdot \frac{th(R_n s_n \sqrt{i}) + \frac{\dot{Y}_{n-1}}{s_n \sqrt{i}}}{1 + \frac{\dot{Y}_{n-1}}{s_n \sqrt{i}} \cdot th(R_n s_n \sqrt{i})};$$

R_n - термічні опори шарів стінки;

$th()$ - функція тангенс гіперболічний;

α_1, α_2 - коефіцієнти тепловіддачі на внутрішній та зовнішній поверхнях стінки;

Величини $\dot{Y}_1, \dots, \dot{Y}_n$ – коефіцієнти теплосасвоєння на границях шарів стінки. Вони чисельно рівні відношенню амплітуди коливань теплового потоку до амплітуди коливань температури на відповідних границях шарів. Коефіцієнти теплосасвоєння на границях шарів \dot{Y} залежать від коефіцієнтів теплосасвоєнь матеріалів шарів S та від термічних опорів шарів.

Модуль комплексного числа β_{CT} характеризує затування амплітуди, а аргумент - запізнення фази температурної хвилі.

Проведення розрахунків по формулі (2) з використанням комплексних чисел і гіперболічних функцій створює відповідні ускладнення математичного характеру. При цьому в інженерній практиці в переважній більшості випадків інформація про запізнення фази температурної хвилі не актуальна – необхідно знати тільки величину затування амплітуди. З врахуванням цього А. М. Шкловером [6] для інженерної практики дається спро-

щена формула (3), яка дозволяє виконувати розрахунок затування амплітуди температурної хвилі в області дійсних чисел.

$$\gamma_{CT} = e^{\left(\frac{\sum R_s}{\sqrt{2}}\right)} \times \frac{s_1 + \alpha_1}{s_1 + Y_1} \times \frac{s_2 + Y_1}{s_2 + Y_2} \times \dots \times \frac{s_n + Y_{n-1}}{s_n + Y_n} \times \dots \times \frac{Y_n + \alpha_2}{\alpha_2} \quad (3)$$

$$\text{де: } Y_1 = \frac{R_1 \cdot s_1^2 + \alpha_1}{1 + R_1 \cdot \alpha_1}, \quad Y_n = \frac{R_n \cdot s_n^2 + Y_{n-1}}{1 + R_n \cdot Y_{n-1}}.$$

Наведені формули для розрахунку коефіцієнтів теплосасвоєння на границях шарів $\dot{Y}_1, \dots, \dot{Y}_n$ є наближеними і можуть застосовуватись лиш у випадках, коли теплова інерція кожного із шарів стінки $R \cdot S < 1$. Розрахунок по (3) дає дещо завищені результати, про що зазначено в [6].

3.2. Математична модель

Математична модель системи «продукт – контейнер – камера» побудована на основі геометричної моделі контейнера. Стінка контейнера в модель закладена двох шарова, з можливістю задавати теплофізичні властивості матеріалів окремо для кожного шару – це дозволяє моделювати наявність в стінці несучого шару і шару теплоакумулюючого матеріалу. Якщо ж теплофізичні властивості обох шарів задати однаковими, то отримується модель одношарової стінки.

Геометрична форма продукту моделюється необмеженою пластиною. Прийнято, що теплообмін відбувається тільки на одній стороні пластины.

Теплообмін між продуктом і повітрям холодильної камери моделюється за схемою «виділення тепла дихання продукту – теплопровідність усередині продукту – перенесення тепла від поверхні продукту через повітряний прошарок до внутрішньої поверхні стінки контейнера – теплопровідність через багат шарову стінку контейнера – конвективна тепловіддача від зовнішньої поверхні контейнера до повітря камери» (рисунок 1).

В розробленій математичній моделі системи «продукт – контейнер – камера» розв'язок нелінійної задачі нестационарного теплообміну виконується методом кінцевих різниць за явною квазілінійною схемою, розробленою на основі методу елементарних теплових балансів [8, 9] та яка для суттєво нелінійних задач є більш зручною ніж неявна схема [10].

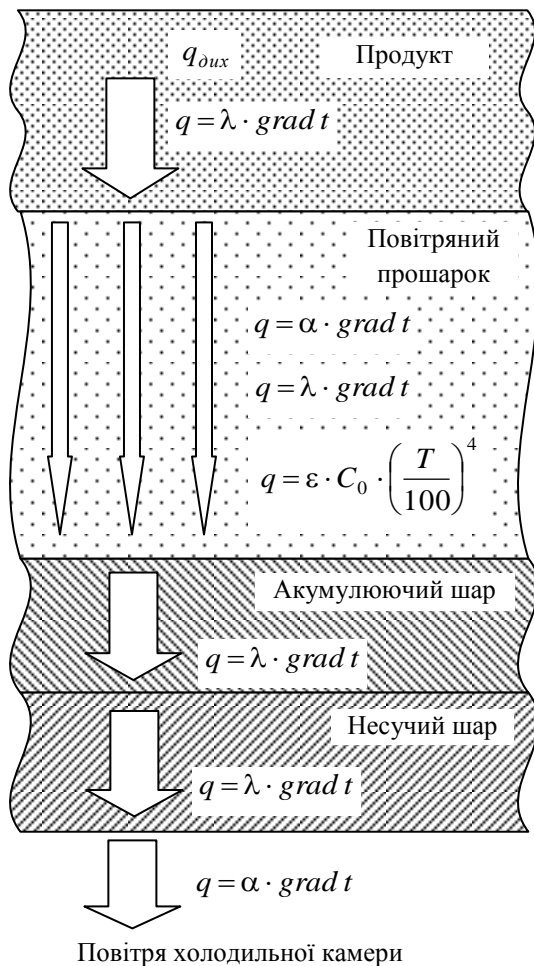


Рисунок 1 – Схема теплообміну між продуктом і повітрям холодильної камери

Оскільки методи кінцевих різниць та різноманітні аспекти їх застосування для розв'язку диференційного рівняння теплопровідності детально викладені у великому числі підручників, монографій та статей [11-13], то надалі приводяться тільки особливості застосування цього методу для дослідження затухання температурної хвилі при зберіганні рослинного продукту в контейнерах з підвищеною тепловою інерцією стінок.

Питома теплота дихання рослинного продукту залежно від його температури t знаходиться як

$$q_{дох} = q_0 \cdot e^{(b \cdot t)}, \quad [\text{Вт/Т}] \quad (4)$$

де: q_0 - питома теплота дихання продукту при 0 С, b – температурний коефіцієнт.

В повітряному прошарку між поверхнею продукту і внутрішньою поверхнею стінки контейнеру відбувається перенесення тепла в умовах обмеженого простору. При цьому в загальному випадку відбувається перенесення тепла як за рахунок теплопровідності повітря, так і за рахунок конвекції та променевого теплообміну.

Для врахування конвективної складової згідно

рекомендацій [8] розрахунок теплопровідності через повітряний прошарок проводиться з використанням еквівалентного коефіцієнту теплопровідності ($\lambda_{екв}$)

$$\lambda_{екв} = \lambda \cdot \epsilon_k, \quad (5)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м·°С)

ϵ_k – коефіцієнт що характеризує вплив конвекції:

$$\epsilon_k = 0,18 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,25} \quad (6)$$

Променевий тепловий потік

$$q_{фом} = \epsilon_{нрив} \cdot C_0 \left[\left(\frac{T_{нр}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{см}}{100} \right)^4 \right] \quad (7)$$

При променевому теплообміні між двома паралельними площинами приведена ступінь чорноти

$$\epsilon_{нрив} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{нр}} + \frac{1}{\epsilon_{см}} - 1} \quad (8)$$

Сумарний тепловий потік через повітряний прошарок від поверхні продукту до внутрішньої поверхні стінки контейнера:

$$q_{n.n} = \frac{\lambda_{екв}}{\delta_{нов}} \cdot (t_{нр} - t_{см}) + q_{фом} \quad (9)$$

Коливання температури повітря в камері прийняті синусоїдальними, з постійним періодом. Коефіцієнт конвективної тепловіддачі від повітря холодильної камери до зовнішньої поверхні стінки контейнеру прийнятий за константу.

При проведенні обчислювальних експериментів задавались значення параметрів початкових і граничних умов, після чого виконувався запуск моделюючої програми на рахунок до завершення перехідних процесів у модельованій системі. Критерієм завершення перехідних процесів виступає досягнення рівності середньоінтегральних (за період) значень теплових потоків «теповиділення всередині продукту від дихання» = «теповий потік від поверхні продукту через повітряний прошарок до внутрішньої поверхні контейнеру» = «теповий потік від зовнішньої поверхні контейнеру до повітря холодильної камери».

Після завершення перехідних процесів середньо-інтегральна (за період) температура рослинного продукту, який при зберіганні виділяє теплоту дихання, встановлюється на рівні

$$\bar{t}_{нр} \approx \bar{t}_{кам} + Q_{дох} \cdot \Sigma R_i \quad (10)$$

де $\sum R_i$ - сума термічних опорів на шляху теплового потоку від продукту до повітря холодильної камери, включаючи термічний опір проходженню теплового потоку всередині продукту;

$Q_{\text{вих}}$ - потужність тепловиділень всередині продукту, яка відводиться через 1 м^2 поверхні продукту

3.3. Результати математичного моделювання

Досліджувався вплив параметрів стінки контейнеру на інтенсивність затухання температурної хвилі при її переході від повітряного середовища холодильної камери через стінку контейнеру і повітряний прошарок всередині контейнеру до зовнішньої поверхні продукту.

Величина затухання знаходилась як відношення амплітуди коливань температури камерного повітря до амплітуди коливань температури поверхні продукту (після завершення перехідних процесів).

Математичка модель дозволяє також визначати запізнення фази температурної хвилі, але оскільки цей параметр рівнянням (3) не враховується, то запізнення фази не розглядалось.

За результатами обчислювальних експериментів встановлено, що при типових умовах зберігання продукту $\varepsilon_k = 1$. Тобто, конвекція у повітряному проміжку між продуктом і стінкою контейнеру не розвивається. Відбувається контактна передача тепла від поверхні стінки до повітря контейнеру та від повітря контейнеру до поверхні продукту. Перенесення тепла через повітря відбувається теплопровідністю та променевим шляхом (рисунок 1).

Інтенсивність променевого теплообміну залежить від товщини повітряного прошарку. Зі збільшенням товщини прошарку зростає його термічний опір теплопровідності та збільшується різниця температур стінок контейнера і продукту. Це приводить до стрімкого зростання інтенсивності променевого теплообміну. Так, при ступеневі чорноти внутрішньої поверхні стінки контейнеру $\varepsilon = 0,28$ (оцинковане залізо) та товщині повітряного прошарку понад 15 мм променевим шляхом переноситься більше половини теплового потоку через прошарок (рисунок 2).

Для аналітичного обчислення затухання формула (3) та методика її застосування повинні бути модифіковані до умов задачі (згідно рис. 1). Модифікування проведено згідно рекомендацій [6, 7]

для випадку, коли променеве перенесення тепла через повітряний прошарок вважається відсутнім.

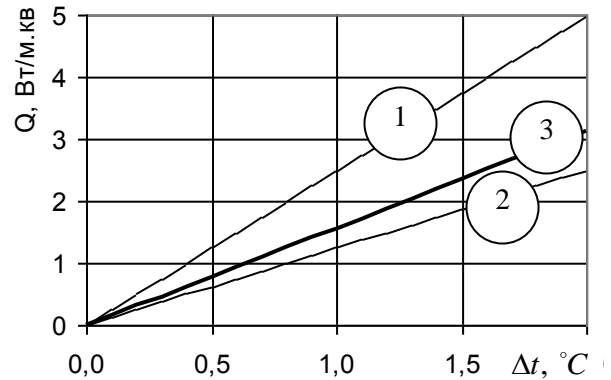


Рисунок 2 – Залежність теплового потоку через повітряний прошарок від різниці температур: 1 - теплопровідністю при товщині прошарку 10 мм, 2 - теплопровідністю при товщині прошарку 20 мм, 3 - променевим теплообміном при ступенях чорноти поверхонь $\varepsilon_1 = 1$, $\varepsilon_2 = 0,28$

Товщина шару продукту достатньо велика, для його виконується умова $R \cdot s \geq 1$. Тому на границі поверхні продукту та повітряного прошарку

$$Y_1 = s_1 \quad (11)$$

На границі повітряного прошарку та поверхні акумулюючого шару

$$Y_2 = \frac{R_2 \cdot s_2^2 + Y_1}{1 + R_2 \cdot Y_1} \quad (12)$$

На границі акумулюючого шару та несучого шару

$$Y_3 = \frac{R_3 \cdot s_3^2 + Y_2}{1 + R_3 \cdot Y_2} \quad (13)$$

На границі несучого шару та камерного повітря

$$Y_4 = \frac{R_4 \cdot s_4^2 + Y_3}{1 + R_4 \cdot Y_3} \quad (14)$$

Затухання температурної хвилі при її переході від повітря холодильної камери до поверхні несучого шару стінки контейнеру

$$\gamma_5 = \frac{Y_4 + \alpha_{\text{кам}}}{\alpha_{\text{кам}}} \quad (15)$$

Затухання у товщі несучого шару

$$\gamma_4 = e^{\left(\frac{R_4 \cdot s_4}{\sqrt{2}} \right) \times \frac{s_4 + Y_3}{s_4 + Y_4}} \quad (16)$$

Затухання у товщі теплоакumuлюючого шару

$$\gamma_3 = e^{\left(\frac{R_3 \cdot s_3}{\sqrt{2}}\right)} \times \frac{s_3 + Y_2}{s_3 + Y_3} \quad (17)$$

Затухання у товщі повітряного прошарку

$$\gamma_{nos} = \gamma_2 = e^{\left(\frac{R_2 \cdot s_2}{\sqrt{2}}\right)} \times \frac{s_2 + Y_1}{s_2 + Y_2} \quad (18)$$

Затухання температурної хвилі при її наскрізному проходженні від повітря холодильної камери до внутрішньої поверхні стінки контейнеру

$$\gamma_{cm} = \gamma_5 \times \gamma_4 \times \gamma_3 \quad (19)$$

Затухання температурної хвилі при проходженні від повітря холодильної камери до поверхні продукту

$$\gamma_{np} = \gamma_{cm} \times \gamma_{nos} \quad (20)$$

Величину затухання амплітуди температурної хвилі (20) зручно розглядати як добуток затухання при переході температурної хвилі від повітря камери до внутрішньої поверхні стінки контейнеру на затухання при переході від внутрішньої поверхні стінки контейнеру до поверхні продукту, оскільки кожна із цих складових залежить від різних параметрів системи «продукт – контейнер – камера». Поділ загального затухання на дві складові дозволяє досліджувати кожну з них окремо та визначити фактори, які впливають на значення кожної із них. Зокрема, особливу зацікавленість викликає врахування променевого перенесення тепла через повітряний проміжок.

Перший етап обчислювальних експериментів був спрямований на перевірку адекватності числової математичної моделі. Перевірку проведено порівнянням результатів обчислювальних експериментів та аналітичних розрахунків за формулами (11 – 20). На цьому етапі для забезпечення відповідності між аналітичною моделлю та числовою моделлю врахування променевого теплообміну в повітряному прошарку до складу числової математичної моделі не включалось.

При моделюванні використовували теплофізичні властивості будівельних і конструкційних матеріалів та речовин, приведених у таблиці. Вода включена до таблиці, оскільки в [4, 5] розглянута можливість виконання стінок контейнерів як ємностей, заповнених рідиною з високою теплоакумулюючою здатністю.

Встановлено, що величина затухання температурної хвилі при її проходженні через стінку

контейнера прямо пропорційна теплоакумулюючій здатності матеріалу стінки, яка дорівнює добутку теплоємності на густину. Відповідно, дані таблиці відсортовані в порядку спадання добутку теплоємності на густину.

Таблиця – Теплофізичні властивості деяких матеріалів і речовин

Матеріал (речовина)	C Дж кг·К	ρ кг м ³	λ Вт м·К	C·ρ
вода, 0°C	4 212	1 000	0,56	4212000
ПВХ моноліт	1 470	1 800	0,38	2646000
граніт	920	2 800	2,90	2576000
залізобетон	840	2 500	1,69	2100000
текстоліт	1 507	1 300	2,33	1959100
фіброліт	2 300	800	0,30	1840000
скло	670	2 500	0,74	1675000
гума	1 382	1 200	0,157	1658400
сосна	2 300	500	0,18	1150000
картон	1 460	700	0,175	1022000
пінополістирол	1 340	150	0,06	201000
лід, 0°C	212	920	2,21	195040
ПВХ пінопласт	1 260	125	0,064	157500
пінополіуретан	1 470	80	0,05	117600

На рисунках 3 і 4 наведено залежності затухання γ_{cm} та γ_{nos} від акумулюючої здатності матеріалу одношарової стінки, розраховані чисельно за математичною моделлю та аналітично по (11 – 20). Умови виконання розрахунків – теплофізичні властивості теплоакумулюючого та несучого шарів стінки однакові, товщина стінки = 2+2 мм, коефіцієнт тепловіддачі зі сторони холодильної камери 5 Вт/(м²·К), товщина повітряного проміжку – 5 мм, визначальний розмір продукту 25 мм (променевий теплообмін через повітряний прошарок між поверхнею продукту та внутрішньою поверхнею стінки контейнеру вважається відсутнім).

Аналіз графіків на рисунках 3 і 4 свідчить, що між результатами математичного моделювання та аналітичних розрахунків є систематична похибка майже сталої величини. Причина цієї похибки як у наближеності спрощеної формули (3), так і в наближеності числових методів розв'язування диференціальних рівнянь, що є невід'ємною властивістю числових методів по їх природі. Систематичний характер наявної похибки та її невелика абсолютна величина свідчать що розроблена математична модель має достатній рівень апроксимування досліджуваної задачі, що дозволяє засто-

совувати розроблену модель для проведення подальших досліджень методами обчислювальних експериментів.

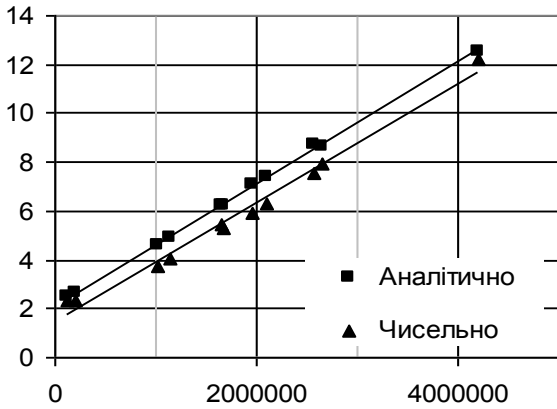


Рисунок 3 – Залежність затухання γ_{cm} від теплоакуючої здатності матеріалу для одношарової стінки на ділянці від повітря холодильної камери до внутрішньої поверхні стінки контейнеру

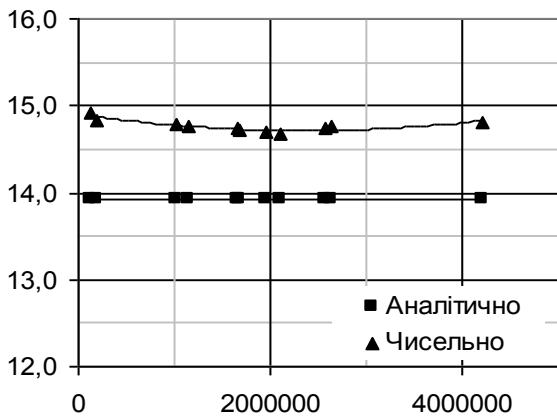


Рисунок 4 – Залежність затухання $\gamma_{нов}$ від теплоакуючої здатності матеріалу для одношарової стінки на ділянці від внутрішньої поверхні стінки контейнеру до поверхні продукту (при ігноруванні променевого теплообміну)

Додаткова перевірка апроксимаційних властивостей розробленої математичної моделі проведена на порівняннях результатів чисельного та аналітичного розрахунків затухання γ_{cm} від термічного опору одношарової стінки (вода) на ділянці від повітря холодильної камери до внутрішньої поверхні стінки контейнера (рисунок 5).

До складу математичної моделі входить рівняння (4) для обчислення теплоти дихання рослинного продукту залежно від його температури. Програмна реалізація математичної моделі дозволяє проводити розрахунки як в режимі з врахуван-

ням теплоти дихання, так і в режимі без її врахування. За результатами проведених обчислювальних експериментів враховування чи не враховування теплоти дихання не впливає на величину затухання температурної хвилі.

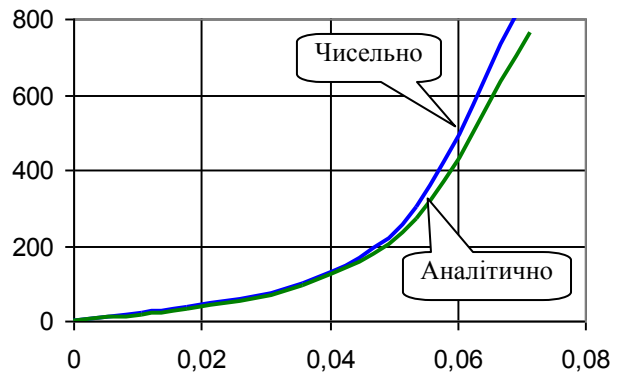


Рисунок 5 – Залежність затухання γ_{cm} від термічного опору одношарової стінки (вода) на ділянці від повітря холодильної камери до внутрішньої поверхні стінки контейнеру

Для врахування променевого теплообміну до складу математичної моделі були включені формули (7 – 9). У цьому випадку за результатами обчислювальних експериментів величина γ_{cm} відповідає розрахованій аналітично за (11 – 20). Величина затухання $\gamma_{нов}$ виявляється у декілька раз меншою за розраховану по (18). Це свідчить про вагомий вплив променевого теплообміну на затухання температурної хвилі при її проходженні через повітряні прошарки, що не було враховано у теоретичних викладках [6, 7]. Відповідно, необхідним є розроблення інженерного способу розрахунку затухання при наявності променевого теплообміну через повітряний прошарок.

4. Висновки

Розроблена математична модель (її програмна реалізація) забезпечує достатній рівень апроксимування задачі затухання плоских гармонічних температурних хвиль при їх проходженні крізь плоскі стінки. Це дозволяє застосовувати модель для дослідження процесів затухання температурних хвиль при зберіганні харчових продуктів у контейнерах зі стінками з підвищеною тепловою інерцією.

Необхідне проведення подальшого розвитку математичної моделі для врахування суттєво негармонічного характеру коливань температури повітря у холодильних камерах та для врахування

реальних геометричних форм продуктів.

Література

1. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки: підруч. / Хмельнюк М. Г. та ін.; ред. М. Г. Хмельнюк. Одеса: Бондаренко М. О., 2018. – 228 с.
2. Thompson A. K. Fruit and Vegetables. Harvesting, Handling and Storage. Oxford: Blackwell Publishing LTD, 2003. – 482 p.
3. Duret S., Hoang H.-M., Flick D., Laguerre O. Experimental characterization of airflow, heat and mass transfer in a cold room filled with food products // International Journal of Refrigeration. – 2014. – Vol. 46. – P. 17-25.
4. Кочетов В. П., Томчик Е. Н. Упаковки с повышенной тепловой инерционностью для хранения растительной продукции // Пищевая промышленность (Россия). – 2014. – № 1. – С. 16-19. <https://elibrary.ru/item.asp?id=21046613>
5. Томчик О. М., Хмельнюк М. Г., Гоголь М. І. Зниження енергетичних витрат при роботі холодильного обладнання під час зберігання соковитої рослинницької сировини // Холодильна техніка та технологія. – 2018. – Вип. 5. – Т. 54. – С. 23-30. DOI: 10.15673/ret.v54i5.1221
6. Шкловер А. М. Теплопередача при периодических тепловых воздействиях. – М.-Л., Госэнергоиздат, 1961. – 160 с.
7. Богословский В. Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха): учеб. для вузов. – М.: Высш. Школа, 1982. – 415 с.
8. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
9. Войтко А. А. Теплообмен при замораживании плодов и овощей во флюидизационных аппаратах: дис. канд.техн. наук. – Одесса, 1989.
10. Мирончук Ю. А. Численное решение задачи Стефана при двустороннем замораживании пластины в условиях периодически изменяющейся температуры окружающей среды // Холодильная техника и технология. – 2002. – №77. – С. 11-15.
11. Дульнев Г. Н., Парфенов В. Г., Сигалов А. В. Применение ЭВМ для решения задач теплообмена: учеб. пособие. М.: Высш. школа, 1990. 207 с.
12. Самарский А. А., Гулин А. В. Численные методы математической физики. – М.: Научный мир, 2003. – 316 с.
13. Кузнецов Г. В., Шеремет М. А. Разностные методы решения задач теплопроводности: учеб. пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2007. – 172 с.

Отримана в редакції 01.06.2019, прийнята до друку 02.07.2019

Mathematical modeling of heat wave attenuation in containers with increased thermal inertia of the walls during cold storage and transportation of fruits and vegetables

Yu. Mironchuk¹✉, O. Tomchik²✉, M. Khmelniuk³✉

¹ S. P. Korolev Zhytomyr Military Institute, 22 Miru Ave., Zhytomyr, 10004, Ukraine

^{2,3} Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaya Str., Odessa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: ¹ mironchuk_ya@i.ua, ² fierysplash@ukr.net; ³ hmel_m@ukr.net

ORCID: ¹ <https://orcid.org/0000-0003-2687-1827>; ² <https://orcid.org/0000-0002-1132-2481>;

³ <https://orcid.org/0000-0002-9310-1286>

Maintaining a stable-temperature of product during cold storage and transportation is the main factor that determining the quality of food stuff protection and preservation. To protect the product from temperature fluctuations it is proposed to use cooled containers with a high thermal inertia of they walls. These walls are as the heat buffer in the path of heat flow between the product and the air of refrigeration camera. This buffer provides smoothing the amplitude of oscillations of heat flow. For process of design of such type containers, it becomes necessary to carry out calculations using the theory on the attenuation of heat waves. The analytical methods of this theory are developed for the case of plane heat waves in plane walls by harmonic temperature fluctuations. It should be clarified that the real nature of the fluctuations of air temperature in refrigeration camers is significantly different from the harmonic fluctuation of temperatures. To carry out theoretical research, a numerical model has been developed to solve the non-stationary

nonlinear heat transfer problem by the finite difference method using an explicit scheme by quasilinear equations. The developed numerical model in first stage of research used to calculate the attenuation of heat waves by harmonic fluctuations of temperature. Comparison the result of numerical and analytical calculations showed good stability, convergence and approximability of the numerical model, which allows its further development for calculations by non-harmonic fluctuations of temperature. In numerical modeling it was found that the result of the attenuation for heat wave is significantly depends on the intensity of radiant heat transfer through the air gap between the inner surface of the container wall and the surface of the product. With a decrease in the intensity of radiant heat transfer, the fluctuations attenuation to temperature improves. The heat generation by breathing of fruits and vegetables does not affect on the intensity of temperature waves attenuation during cold storage. But at the same time, a gradient additionally arises between the average temperature of the product and the average air temperature of the refrigeration camera. This gradient is necessary as a driving force for the possibility to rejecting the heat of breathing from the fruit and vegetables to the refrigeration camera.

Key words: *Thermal inertia of the walls; Theory of the attenuation of heat waves; Product temperature stabilization; Container with increased thermal inertia of the walls; Attenuation the plane temperature waves*

References

1. **Khmelniuk, M. et al.** (2018) Plodoovocheskho-vyscha: proektuvannia, optymizatsiia, rozrakhunky. Odesa: Bondarenko M. O., 228.
2. **Thompson, A. K.** (2003) Fruit and Vegetables. Harvesting, Handling and Storage. Oxford: Blackwell Publishing LTD, 482.
3. **Duret, S., Hoang, H.-M., Flick, D., Laguerre, O.** (2014) Experimental characterization of airflow, heat and mass transfer in a cold room filled with food products. *International Journal of Refrigeration*, 46, 17-25.
4. **Kochetov, V., Tomchyk, E.** (2014) Upakovki s povyshennoi teplovoi inertsionnostiu dlia khraneniia rastitelnoi produktsii. *Pischevaia promyshlennost (Russia)*, 1, 16-19. <https://elibrary.ru/item.asp?id=21046613>
5. **Tomchyk, O., Khmelniuk, M., Gogol, M.** (2018) Znyjennia energetychnykh vytrat pry roboti kholodylnogo obladnannia pid chas zberigannia sokovytoi roslynnytskoi syrovyny. *Kholodilna tekhnika ta tekhnologiiia, Vyp. 5 (54)*, 23-30. DOI:10.15673/ret.v54i5.1221
6. **Shklover, A.** (1961) Teploperedacha pri periodicheskikh teplovykh vozdystviiakh. M.-L.: Gosenergoizdat, 160.
7. **Bogoslovskii, V.** (1982) Stroitelnaia teplofizika (teplofizicheskie osnovy otopleniia, ventilyatsii i konditsionirovaniia vozdukha). M.: Vyssh. Shkola, 415.
8. **Mikheev, M., Mikheeva, I.** (1977) Osnovy teploperedachi. M.: Energiya, 344.
9. **Voytko, A.** (1989) Teplomassoobmen pri zamorazhivaniu plodov i ovoshchei vo flyuidizatsionnykh apparatakh: dis. kand. tekhn. nauk, Odessa.
10. **Mironchuk, Yu.** (2002) Chislennoe reshenie zadachi Stefana pri dvustoronnem zamorazhivaniu plastyny v usloviakh periodicheskoi izmeniaiushcheisya temperatury okruzhayushchei sredy. *Kholodilnaia tekhnika i tekhnologiiia*, 77, 11-15.
11. **Dulnev, G., Parfenov V., Sigalov A.** (1990) Primenenie EVM dlia resheniia zadach teploobmena. M.: Vyssh. Shkola, 207.
12. **Samarskii, A., Gulin, A.** (2003) Chislennyye metody matematicheskoi fiziki. M.: Nauchnyi mir, 316 s.
13. **Kuznetsov, G., Sheremet, M.** (2007) Raznostnye metody resheniia zadach teploprovodnosti. Tomsk: izd-vo TPU, 172.

Received 01 June 2019

Approved 02 July 2019

Available in Internet 05 September 2019